

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**Федотова Наталія Анатоліївна**

УДК 621.65

**Взаємозв'язок форми меридіанної проекції робочого колеса  
лопатевого насоса і моменту швидкості потоку перед ним**

05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Суми - 2009

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Сумському державному університеті

Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник**

кандидат технічних наук, доцент

**Гусак Олександр Григорович,**

Сумський державний університет,

в.о. декана інженерного факультету.

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор

**Фінкельштейн Зельман Лазарович,**

Донбаський державний технічний університет (м.Алчевськ),

професор кафедри прикладної гідромеханіки,

кандидат технічних наук, доцент

**Андренко Павло Миколайович,**

Національний технічний університет "ХПІ" (м.Харків),

доцент кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу.

Захист відбудеться 20 лютого 2009 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Сумського державного університету (м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2).

Автореферат розісланий “ 19 ” січня 2009 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради

Є.М. Савченко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Аналіз наукових публікацій останніх років свідчить, що закручені потоки привертають до себе все більш пильну увагу дослідників. Це зумовлено тим, що специфічні властивості закручених течій мають широкий діапазон застосування у сфері технічного використання: в енергетичному, теплообмінному та технологічному обладнанні ядерної енергетики, аерокосмічної техніки, хімічної та нафтопереробної промисловості, транспорту, промисловій теплоенергетиці. У технічних пристроях генерація закручення потоку, тобто надання потоку обертового руху за допомогою різних пристроїв, приводить до великомасштабного впливу на все поле течії.

Існуюча теорія розрахунку та проектування насосів базується на загальноприйнятому положенні - момент швидкості потоку рідини, що перекачується, перед робочим колесом лопатевого насоса відсутній. Загальноприйнятих відхилень від цього правила небагато і всі вони, в основному, пов'язані з використанням постійного за величиною додатнього моменту швидкості потоку, як правило, для зменшення гідравлічних втрат, що виникають при обтіканні перекачуваним середовищем прохідного валу, зокрема, у насосах типу «Д» або для покращення масогабаритних параметрів насоса (роботи Швіндіна О.І., Вертячих О.В., Євтушенко А.О.). Значний момент швидкості потоку використовується на вході в робоче колесо лопатевої системи "напрямний апарат - робоче колесо" (тип НР). У роботах Гусака О.Г. доведена принципова можливість створення таких лопатевих систем, що не поступаються за рівнем ККД традиційному типу "робоче колесо – випрямний апарат" (тип РВ - насоси серії «О», «ОП» і «Д») і закладені основи методики її проектування. Проточна частина проектується таким чином, щоб момент швидкості, який здобуває потік після проходження прямого апарата, за робочим колесом на номінальній подачі, дорівнював нулю. Залишкова нерівномірність потоку згладжується в відповідному пристрої, статорна частина якого являє собою прямовісний дифузор з конічною формою стінки, а роторна - обтічник робочого колеса. Методика проектування відповідного пристрою розроблена в дисертації Кочевського О.М.

Однак існуюча методика проектування лопатевої системи типу НР не враховує взаємозв'язок геометричних та гідродинамічних параметрів на вході робочого колеса. Так на сьогодні в літературі відсутні рекомендації щодо вибору приведенного діаметра входу і втулкового відношення на вході. В роботі Гусака О.Г. запропонована графічна залежність втулкового відношення на виході з робочого колеса від коефіцієнта швидкохідності  $n_s$ , але її експериментальна перевірка проведена тільки при єдиному значенні  $n_s = 645$ . Все це не дозволяє однозначно визначити форму меридіанної проекції робочого колеса при наявності на його вході різного за значенням і знаком моменту швидкості потоку.

**Зв'язок роботи з науковими програмами.** Дисертаційна робота виконувалася відповідно до плану НДР кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету у рамках тем: «Дослідження нетрадиційних турбомашин і систем для вирішення енергетичних і екологічних

проблем»; «Наукові основи технічного забезпечення енергозберігаючих технологій у гідросистемах»; «Дослідження нетрадиційних шляхів перетворення енергії в рідинах і газах та створення на їхній основі прогресивного обладнання для гідросистем» (№ держреєстрації 0100U003214, 0103U000769, 0106 U001935).

**Мета та завдання дослідження.** Мета дослідження - обґрунтування та розробка методики проектування меридіанної проекції робочого колеса лопатевої системи типу «напрямний апарат - робоче колесо» при наявності перед ним довільного за значенням і знаком моменту швидкості потоку з оптимальними енергетичними якостями.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні завдання:

- виявлення та виконання аналізу основних факторів, що впливають на форму меридіанної проекції робочого колеса;
- проведення аналітичного узагальнення взаємозв'язку осереднених гідродинамічних параметрів і приведенного діаметра входу в робоче колесо, що дозволить встановити поліпшені по ККД геометричні параметри робочого колеса;
- визначення залежності мінімального значення втулкового відношення на вході робочого колеса від значення та знака моменту швидкості потоку перед ним;
- уточнення способу визначення режиму течії на вході робочого колеса;
- визначення форм реальних епюр розподілу складових абсолютної швидкості потоку перед робочим колесом;
- розробка методики проектування меридіанної проекції робочого колеса лопатевої системи типу НР із використанням виконаного дослідження.

**Об'єкт дослідження** – робочий процес насосів з лопатевою системою «напрямний апарат – робоче колесо».

**Предмет дослідження** – робоче колесо лопатевої системи типу «напрямний апарат – робоче колесо» осьового насоса.

**Методи дослідження.** Поставлені завдання дослідження вирішувалися шляхом використання розрахунково-аналітичного методу, методу фізичного моделювання на стенді та методу чисельного моделювання на ЕОМ.

Розрахунково-аналітична частина базувалася на використанні сучасних теорій турбомашин, механіки рідини та газу. Складність і багатогранність предмета дослідження зумовили широке використання емпіричних залежностей. Чисельне моделювання течії рідини проводилося на ЕОМ з використанням програмних продуктів ANSYS CFX, CHANNELLER. Достовірність отриманих наукових результатів підтверджено використанням широко апробованих і визнаних результатів прикладної гідроаеромеханіки, які базуються на фундаментальних законах і закономірностях механіки рідини та газу, а також результатах порівняння розрахункових даних з експериментальними даними.

Фізичний експеримент складався з визначення напірної і енергетичних характеристик насоса. Експериментальне дослідження структури течії у вхідному й вихідному перетинах робочого колеса проводилися шляхом зондування потоку за допомогою 5-канального зонду. Проведення експериментального дослідження базувалося на нормативних документах і ДСТУ, що регламентують даний тип досліджень. Результати експериментального дослідження отримані автором самостійно в лабораторних умовах.

**Наукова новизна отриманих результатів**, полягає в тому що, для досягнення максимальних енергетичних показників:

- отримано узагальнену залежність для визначення діаметра входу робочого колеса лопатевої системи типу НР при наявності перед ним довільного за знаком і значенням моменту швидкості потоку;
- отримано графічну залежність вибору втулкового відношення на вході в робоче колесо за умови безвідливності течії;
- отримано залежності для визначення реальних епюр складових абсолютної швидкості та режиму течії закрученого потоку перед робочим колесом, що є необхідними вихідними даними для проектування меридіанної проекції робочого колеса лопатевої системи типу НР;
- уточнена аналітична залежність втулкового відношення на виході робочого колеса від коефіцієнта швидкохідності.

**Практичне значення отриманих результатів**. Розроблено методику проектування меридіанної проекції робочого колеса осьового насоса лопатевої системи типу НР.

Результати дослідження використані при створенні насосного агрегату ОХВ 2000-3,5 (замовник ТОВ «Енерготех» м.Дніпропетровськ, договір № 80.13.77.06 від 9.10.2006р.). Розроблена методика проектування меридіанної проекції робочого колеса впроваджена в навчальний процес Сумського державного університету, що підтверджено наведеними в дисертаційній роботі актами впровадження.

**Особистий внесок здобувача**. Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно.

У роботі [1] запропоновано при визначенні критерію Рейнольдса ( $Re$ ) внести поправковий коефіцієнт, що враховує значення й знак моменту швидкості потоку на вході в робоче колесо. У роботі [2] за допомогою проведення розрахункового експерименту в програмному продукті CHANNELLER автором отримана залежність мінімального значення втулкового відношення у вхідній воронці робочого колеса від моменту швидкості потоку перед ним. У роботі [3] за допомогою методу найменших квадратів отримані залежності для визначення безрозмірних складових абсолютної швидкості ( $\bar{V}_m$  і  $\bar{V}_u$ ), які узагальнюють відомі експериментальні дані та дані, отримані автором. У роботі [4] автором розроблена методика розрахунку вхідної частини робочого колеса з урахуванням моменту шви-

дкості потоку перед ним (висновки отримані разом зі співавтором). В роботі [5] автором опрацьовані результати власних експериментів (зондування потоку перед і за робочим колесом) з використанням даних роботи [3]. У роботі [6] самостійно проведено аналіз існуючих рекомендацій з вибору втулкового відношення на виході з робочого колеса й можливість їхнього переносу з лопатевої системи типу РВ на систему типу НР. У роботі [7] викладено попередній алгоритм до проектування меридіанної проекції робочого колеса з урахуванням [1]. У роботі [8] наведені результати власних досліджень, спрямовані на вивчення впливу геометричних параметрів проточної частини насоса на структуру течії в ньому. У роботі [9] проведено порівняльний аналіз факторів, які впливають на масогабаритні показники динамічного насоса та способи їхнього зменшення. В [10] проведено розрахункове дослідження впливу діагональності поверхні течії, зміни товщини шару на гідравлічні характеристики решітки профілів робочих коліс. Постановка завдання дослідження виконана разом зі співавторами. Розробка методики проведення розрахункового дослідження, аналізу, трактування й узагальнення результатів проведено здобувачем в основному самостійно та частково разом з науковим керівником і співавтором публікації.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на міжнародних науково-технічних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2000, 2002, 2004, 2008; м. Харків 2001, м. Черкаси, 2003), «Удосконалення турбоустановок методами математичного й фізичного моделювання» (м. Харків, 2000, 2003); науково – технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (2000-2004, і 2006-2008).

**Публікації.** За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 10 статей у спеціалізованих виданнях, затверджених переліком ВАК України

**Структура та обсяг дисертаційної роботи.** Робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків та списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації 154 сторінки, у тому числі 33 рисунків, з яких 14 рисунків на 18 окремих сторінках, 3 таблиці, 1 додаток на 10 сторінках, список використаних джерел з 112 найменувань на 13 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** розкрито актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані мета та завдання дослідження, представлені методи досліджень, які використовувались, наукова новизна та практичне значення отриманих результатів. Відзначено особистий внесок здобувача. Наведено основну інформацію про апробацію роботи, її зв'язок з науковими програмами, публікації й структура дисертації.

**У першому розділі** наведений огляд існуючих даних про стан теорії робочого процесу та практики конструювання осьових насосів.

Користуючись загальноприйнятою в насособудуванні термінологією надалі будемо називати додатнім момент швидкості потоку, напрямком якого збігається з напрямком обертання робочого колеса насоса, а від'ємним - навпаки.

У роботах Вертячих О.В. виконаний детальний аналіз відомих проявів впливу моменту швидкості потоку на виході з підводів на характеристики насосів. Ним зроблений висновок, що не існує яких-небудь істотних обмежень відносно одержуваних характеристик насосів, що перешкоджають застосуванню підводів із діапазоном значень безрозмірного коефіцієнта моменту швидкості потоку  $m_1$ :

$$0 < m_1 < 0.75 ; \quad (1)$$

$$m_1 = \frac{K_1 D_{np}}{Q} ,$$

де  $K_1$  - момент швидкості потоку на вході в робоче колесо,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $D_{np}$  - приведений діаметр входу,  $\text{м}$ ;  $Q$  - витрата через колесо,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Про реальну можливість використання значного додатнього моменту швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо для створення вискоефективного малогабаритного діагонального насоса зі спіральним відводом висловив припущення професор Руднєв С. С. Воно знайшло підтвердження в роботах Швіндіна О. І., де також відзначений факт відсутності помітного негативного впливу на економічність насоса не тільки додатнього, але й від'ємного моменту швидкості потоку перед робочим колесом, вхідні елементи якого розраховані на нульовий момент швидкості.

На кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету був проведений значний обсяг науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт з використання закручених потоків у практиці розрахунку й проектування динамічних насосів. Узагальнюючим результатом досліджень є розробка конструктивної схеми лопатевої системи заглибних осьових насосів типу НР на заміну типової «підвід – робоче колесо – випрямний апарат» (роботи Євтушенко А. О., Гусака О. Г., Кочевського О. М.).

Застосування нової конструктивної схеми дозволяє виключити з складу проточної частини трудомісткий у виготовленні випрямний апарат, що істотно знижує собівартість насосного агрегату при збереженні необхідних енергетичних характеристик. Основи методики проектування таких проточних частин закладені в роботах Гусака О. Г. і Кочевського О. М. Однак, як показує аналіз, існуюча методика проектування лопатевої системи типу НР потребує вдосконалення в частині урахування взаємозв'язку геометричних і гідродинамічних параметрів на вході робочого колеса, а саме: вибору приведенного діаметра входу робочого колеса й мінімального втулкового відношення

залежно від знака й значення  $m_1$ ; визначення режиму течії на вході в робоче колесо й реальних епюр розподілу складових абсолютної швидкості залежно від знака та значення  $m_1$ . Потребує уточнення і залежність втулкового відношення на виході з робочого колеса від коефіцієнта швидкохідності. Усуненню зазначених недоліків методики і присвячена дана робота.

**У другому розділі** викладена постановка завдання дослідження насосів з лопатевою системою типу НР, описані експериментальна установка та методика проведення експериментального дослідження і наведені оцінки похибки вимірюваних величин.

З урахуванням результатів виконаного огляду літератури та актуальності дослідження робочого процесу лопатевих систем типу НР, об'єктом нашого дослідження став робочий процес осьового насоса при наявності перед робочим колесом значної за величиною колової складової швидкості потоку. Вибір даного об'єкту дослідження зумовлений у першу чергу практичною необхідністю вдосконалення існуючої методики проектування лопатевих систем типу НР взагалі, уточнення існуючих рекомендацій з визначення взаємозв'язку геометричних і гідродинамічних параметрів на вході в робоче колесо зокрема.

Прийнятий спосіб проведення досліджень - розрахунково-аналітичний з наступною перевіркою отриманих результатів шляхом співставлення їх з експериментальними даними.

Досліджуваний модельний насос із відповідним пристроєм зображений на рис.1. З метою збільшення подачі, лопатки напрямного апарату були спроектовані і виготовлені із збільшеним вихідним кутом, внаслідок чого ККД насоса дещо зменшувався. Робочі колеса із втулковими відношеннями на виході 0.3, 0.4, 0.5 спроектовані з розрахунку нульового моменту швидкості потоку за колесом на номінальній подачі.

Методика проведення експериментального дослідження та розрахунок похибок відповідали загальноприйнятим.

Зондування потоку проводилося на різних за подачею режимах з метою одержання у вхідному ( $S_1$ ) й вихідному ( $S_2$ ) перетинах робочого колеса епюр витратної та колової швидкості і співставлення експериментальних даних з результатами розрахунку. Зондування проводилося в одному радіальному напрямку (прийняте допущення – вісісиметричність потоку). Обробка результатів зондування проводилася за загальноприйнятою методикою.

**У третьому розділі** розглянуто взаємозв'язок геометричних і осереднених гідродинамічних параметрів на вході в робоче колесо динамічного насоса за умови наявності перед колесом моменту швидкості потоку перекачуваної рідини.

Приведений діаметр входу робочого колеса  $D_{np}$  визначався з умови забезпечення максимального ККД насоса з використанням гіпотези Г. Ф. Проскури - характерною швидкістю, що визначає рівень гідравлічних втрат у колесі, є відносна швидкість  $W$ . Отже, критерієм для вибору величини зовнішнього діаметра вхідної воронки  $D_0$  прийнята умова мінімуму  $W_1$ .



Із трикутника швидкостей на вході в робоче колесо для випадку  $V_{1u} \neq 0$  маємо:

$$W_1^2 = V_1^2 + U_1^2 - 2U_1V_{1u} = V_{1m}^2 + V_{1u}^2 + U_1^2 - 2U_1V_{1u}, \quad (2)$$

де  $V_1$  – абсолютна швидкість потоку на вході в робоче колесо;  $U_1 = \frac{\pi n}{30} r_1$  – колова швидкість робочого колеса;  $V_{1u}$  – проекція абсолютної швидкості на коловий напрямок;  $V_{1m}$  – меридіанна складова абсолютної швидкості.

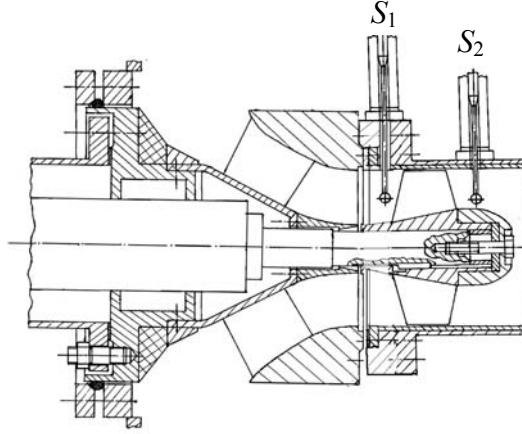


Рис. 1. Проточна частина досліджуваного насоса.

На колі діаметром  $D_{np}$  маємо значення швидкостей:

$$V_{1u} = \frac{2K_1}{D_{np}} = \frac{2m_1 Q}{D_{np}^2}; \quad U_1 = \frac{\pi n D_{np}}{60}. \quad (3)$$

Для знаходження мінімального значення швидкості  $W_1$  проводимо диференціювання по  $D_{np}$  і прирівнюємо похідну нулю:

$$\left[ \left( \frac{\pi}{60} \right)^2 n^2 \right] D_{np}^6 + \left[ 2 \left( \frac{\pi}{60} \right) m_1 Q n \right] D_{np}^3 - 2 \left( \frac{4}{\pi} \right)^2 \left( 1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right) Q^2 = 0 \quad (4)$$

Розв'язок рівняння (4), що має фізичний зміст ( $D_{np}$  – величина додатня):

$$D_{np} = \sqrt[3]{ \left( \frac{60}{\pi} \right) \left[ -m_1 + \sqrt{ m_1^2 + 2 \left( \frac{4}{\pi} \right)^2 \left( 1 + \frac{\pi^2 m_1^2}{4} \right) } \right] } \sqrt[3]{ \left( \frac{Q}{n} \right) } = K_{ex} D_q \quad (5)$$

Перший співмножник у формулі (5) є коефіцієнтом вхідної воронки для загального випадку наявності закручення потоку перед лопатевим робочим колесом.

При  $m_1 = 0$   $K_{ex} = 3.25$ , що відповідає значенню, отриманому професором С. С. Руднєвим.

$$K_{ex} = \sqrt[3]{\frac{240\sqrt{2}}{\pi^2}} \cdot \sqrt{\frac{-\pi m_1 + \sqrt{9\pi^2 m_1^2 + 32}}{4\sqrt{2}}};$$

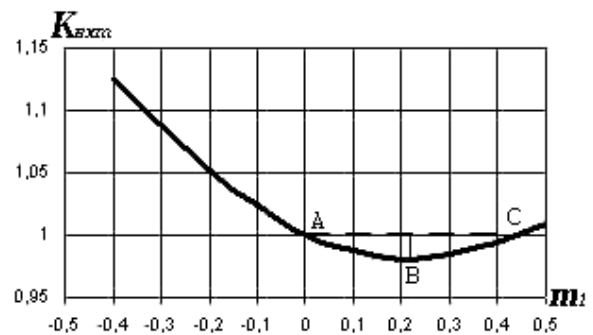
$$K_{ex} = K_{ex0} K_{ext} \quad (6)$$

де  $K_{ex0}$  – коефіцієнт вхідної воронки при відсутності закручення потоку;  $K_{ext}$  – поправковий коефіцієнт, що враховує вплив моменту швидкості потоку перед робочим колесом на оптимальну величину його приведенного діаметра. Результати розрахунку  $K_{ex}$  і  $K_{ext}$  представлені в табл. 1, а графічне зображення на рис. 2 і 3.

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів вхідної воронки лопатевого робочого колеса  
при наявності закручення потоку перед ним

$m_1$	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$K_{ex}$	3,659	3,536	3,423	3,326	3,25	3,207	3,19	3,199	3,23	3,278
$K_{ext}$	1,126	1,088	1,053	1,023	1	0,987	0,98	0,984	0,994	1,009

Рис. 2. Залежність  $K_{ex} = f(m_1)$ .Рис. 3. Залежність  $K_{ext} = f(m_1)$ .

Проаналізуємо отриману залежність коефіцієнта вхідної воронки лопатевого робочого колеса  $K_{ext}$  від безрозмірного моменту швидкості потоку  $m_1$ . Введення від'ємного закручення ( $m_1 < 0$ ) однозначно приводить до збільшення відносної швидкості  $W_1$  (див. трикутники швидкостей на рис. 4 а,б). У цьому випадку для зменшення  $W_1$  необхідно зменшити меридіанну швидкість  $V_{1m}$ , що досягається шляхом збільшення площі вхідної воронки робочого колеса за рахунок більшого значення приведенного діаметра  $D_{np}$ , тобто одержуємо  $K_{ext} > 1$ .

Введення деякого значення додатнього закручення ( $m_1 > 0$ ) приводить до зменшення відносної швидкості  $W_1$  (див. рис. 4 в), однак абсолютна швидкість  $V_1$  трохи зростає. У цьому випадку потрібна менша площа вхідної воронки, отже  $K_{ext} < 1$ .

Точка В (див. рис. 3) визначає мінімальне значення  $K_{ext}$ . Трикутник швидкостей, що відповідає цьому випадку, представлений на рис. 4 г. При рівності за значенням і знаком колової ( $U$ ) і складової ( $V_u$ ) абсолютної швидкості досягається мінімальне значення відносної швидкості. Площа

вхідної воронки мінімальна і відповідає  $K_{ext} = 0,98$ .

При подальшому збільшенні  $m_1$  відбувається збільшення відносної швидкості  $W_1$  в порівнянні із граничним випадком (т. В) і отже потрібна більша площа вхідної воронки, що досягається за рахунок збільшення  $D_{np}$  ( $0,98 < K_{ext} < 1$ ).

Точці С відповідає значення відносної швидкості  $W_1$  при відсутності закручення потоку на вході в робоче колесо (рис. 4 а). У цьому випадку  $K_{ext}$  також дорівнює 1. Подальше збільшення додатнього закручення потоку вимагає значення  $K_{ext} > 1$ .

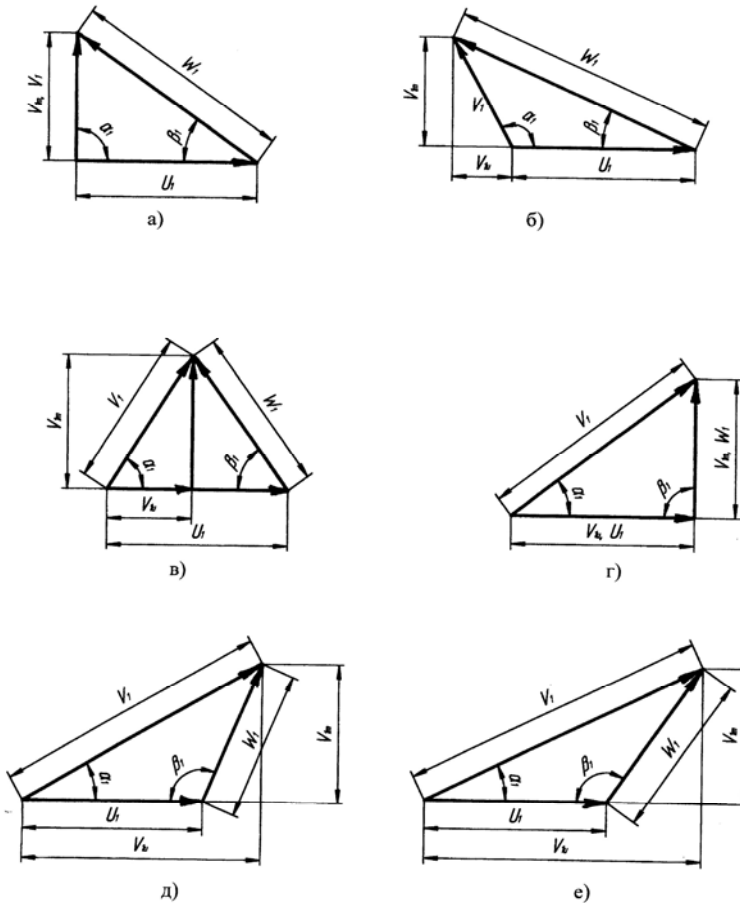


Рис. 4. Трикутники швидкостей на вході в робоче колесо лопатевого насоса залежно від значення й знака моменту швидкості потоку перед ним

Виходячи з основного рівняння гідромашин, отримана залежність для визначення на стадії проектування потрібного для досягнення заданого напору значення безрозмірного коефіцієнта моменту швидкості потоку на вході в робоче колесо  $m_1$  при відомій залежності  $D_{np} = f(m_1)$ :

$$m_1 = \frac{K_{ex0} K_{ext}}{\sqrt[3]{Q^2 n}} \left( K_2 - \frac{30gH}{\pi \eta_c n} \right) \quad (7)$$

В формулу (7) входять величини, які згідно як наших досліджень, так і досліджень інших авторів мають самостійні функціональні зв'язки з моментом швидкості потоку на вході:  $H = f(m_1)$ ,  $Q = f(m_1)$ ,  $\eta_e = f(m_1)$ ,  $n = f(m_1)$ . Остання залежність визначає антикавітаційні якості робочого колеса і вплив на них величини  $m_1$ .

Величина моменту швидкості на виході з робочого колеса  $K_2$  визначає рівень ККД протічної частини насоса ( $K_2 = 0$  для насосів з лопатевою системою типу НР), або масогабаритні характеристики ( $K_2 \neq 0$  задається для відповідної зміни габариту спірального відводу насоса).

Для визначення максимально наближеної до дійсної структури потоку у вхідній воронці робочого колеса спочатку виникає питання про режим течії, тобто потрібне знання числа Рейнольдса. У роботі потрібне число Рейнольдса структурно представлене у вигляді

$$Re = \frac{D_{np} V_{cp}}{\nu} = k_{Re} Re_0, \quad (8)$$

де  $V_{cp} = \sqrt{V_{mcp}^2 + V_{ucp}^2}$  - середня абсолютна швидкість потоку у вхідній воронці колеса;  $\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості;  $k_{Re}$  - коефіцієнт пропорційності;  $Re_0$  - деяке умовне число Рейнольдса, що визначається за залежністю

$$Re_0 = \frac{V_0 L_0}{\nu}, \quad (9)$$

$$\text{де } V_0 = \sqrt[3]{n^2 Q}; \quad L_0 = \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}.$$

Комплекси  $V_0$  й  $L_0$  уведені в теорію насособудування професором С. С. Руднєвим і на сьогоднішній день широко використовуються.

$$k_{Re} = \frac{4}{\pi K_{ex0} K_{ext}} \sqrt{1 + (\pi m_1)^2 \left( \frac{1 - \bar{d}_{em1}}{1 + \bar{d}_{em1}} \right)}, \quad (10)$$

де  $\bar{d}_{em1} = \frac{d_{em1}}{D_0}$  - втулкеве відношення на вході в робоче колесо.

При розгляді структури течії приймалася умова – радіальна складова абсолютної швидкості дорівнює нулю. Визначенню підлягають форми епюр розподілу меридіанної  $V_m$  та колової  $V_u$  складової абсолютної швидкості потоку вздовж радіуса.

В якості геометричної характеристики перетину прийнята безрозмірна величина

$$\bar{l} = \frac{r - r_{em1}}{R_0 - r_{em1}}, \quad (11)$$

де  $r$  – поточне значення радіуса, яке відлічують від осі;  $r_{em1}$  – радіус втулки;  $R_0$  – радіус входної воронки РК.

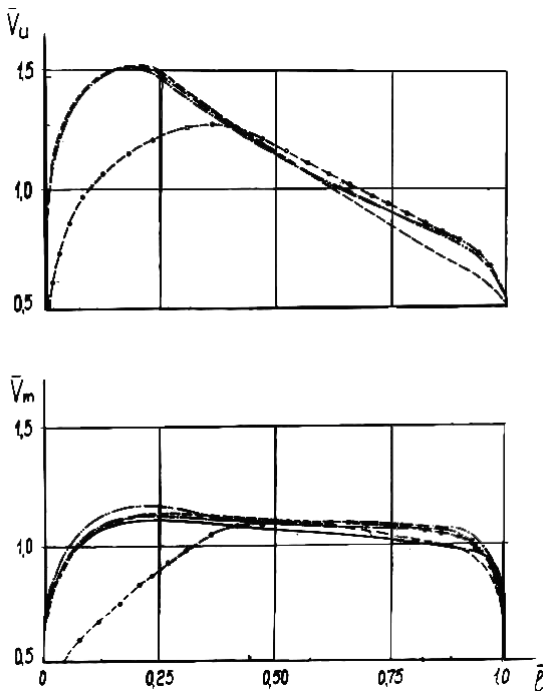
У безрозмірному вигляді шукані епюри представляються залежностями

$$\bar{V}_m = \frac{V_m}{V_{mcp}} = f_m(\bar{l}), \quad \bar{V}_u = \frac{V_u}{V_{ucp}} = f_u(\bar{l}). \quad (12)$$

На рис. 5 представлені експериментальні дані, отримані у ВНДІАЕН, ЛПІ, а також у СумДУ за участю автора. З даних слідує, що епюра  $\bar{V}_u = f_u(\bar{l})$  залишається однією і тією ж при  $m_1 = \text{var}$  аж до самого моменту порушення радіальної рівноваги потоку.

Апроксимація за методом найменших квадратів кривих, представлених на рис. 5, за винятком кривих  $m_1 = 0,94$  і  $m_1 = 0,17$ , дає залежність:

$$\begin{aligned} \bar{V}_m &= \sqrt{-\frac{471,35}{e^{\bar{l}}} + 282,11\bar{l}^2 - 164,85e^{\bar{l}} - 296,81\bar{l} + 636,68} \\ \bar{V}_u &= \ln\left(-\frac{962,14}{e^{\bar{l}}} + 538,01\bar{l}^2 - 290,06e^{\bar{l}} - 648,35\bar{l} + 1254,6\right) \end{aligned} \quad (13)$$



Рівняння (13) з обумовленою точністю до 5-8 % дозволяють на стадії проектування робочого колеса задаватися епюрами розподілу складових абсолютної швидкості потоку перед ним.

Експериментальні дослідження структури циркуляційних потоків показують, що при заданому значенні втулкового відношення  $\bar{d}_{em1}$  з ростом швидкості  $V_u$  (безрозмірного моменту швидкості  $m_1$ ) у втулки  $V_m = 0$  та при  $V_u > V_{ucp}$  з'являються зони зворотної течії. Це приводить до зниження енергетичних показників насоса.

Рис. 5. Залежності  $\bar{V}_u = f(\bar{l})$  й  $\bar{V}_m = f(\bar{l})$ .

У зв'язку з цим у випадку  $m_1 \neq 0$  для вибору значення  $\bar{d}_{em1}$  крім обмежень стосовно механічної міцності (традиційна лопатева система) з'являється додаткова умова

$$\bar{d}_{em1} \geq \bar{d}_{emkr}, \quad (14)$$

де  $\bar{d}_{emkr} = f(m_1)$  - критичне значення втулкового відношення на вході в робоче колесо.

Пошук залежності  $\bar{d}_{emkr} = f(m_1)$  проводився нами розрахунковим шляхом з наступним співставленням отриманих результатів і наявних експериментальних даних. Засобом проведення розрахункового експерименту став програмний продукт CHANNELLER, розроблений О. М. Кочевським з використанням математичної моделі на базі узагальнених рівнянь Прандтля. Пошук залежності  $\bar{d}_{em1} = f(m_1)$  являє собою визначення при різних фіксованих значеннях  $\bar{d}_{em1}$  величини  $m_1 = m_{kr}$ , при досягненні якої відбувається порушення радіальної рівноваги потоку. Результати виконаного дослідження в узагальненому вигляді представлені на рис. 6. Дослідження проводилося для випадків як нерухомої втулки ( $n_{em} = 0$ ), так і для втулки, що оберталась ( $n_{em} \neq 0$ ). Встановлено, що обертання втулки мало позначається на залежності  $\bar{d}_{emkr} = f(m_1)$  і для цього випадку можна вважати її відповідною випадку нерухомої втулки. Представлені на рис. 6 дані справедливі за умови  $n_{em} \leq 6000$  об/хв.

При виборі втулкового відношення на виході з робочого колеса  $\bar{d}_{em2}$  необхідно, з одного боку, наближатись до його можливо меншого значення, оскільки в цьому випадку буде мінімальним і радіальний габарит обтічника, що позитивно впливає на енергетичні і вібраційні показники. З другого боку, значне зменшення  $\bar{d}_{em2}$  зумовлює небажані гідромеханічні процеси. При проектуванні лопатей робочого колеса напір вздовж радіуса, як правило, приймають постійним, що приводить при зменшенні радіуса до збільшення кута розвертання потоку в решітці, а значить до росту кривизни профілю. При збільшенні кута розвороту потоку в решітці для забезпечення безвідривної обтікання необхідна більша відносна густота решітки, що зумовлює, незважаючи на зменшення рівня відносних швидкостей на лопаті, значний ріст профільних втрат.

В роботі експериментальним шляхом приведено уточнення залежності втулкового відношення на виході з робочого колеса  $\bar{d}_{em2}$  від коефіцієнта швидкохідності  $n_s$  і запропонована емпірична формула:

$$\bar{d}_{em2} = \frac{22.3}{n_s^{0.603}}, \quad (15)$$

яка структурно подібна до відомої формули для робочих коліс лопатевої системи типу РВ.

Наприкінці розділу викладена методика проектування меридіанної проекції робочого колеса лопатевої системи типу НР. Блок - схема представлена на рис.7.

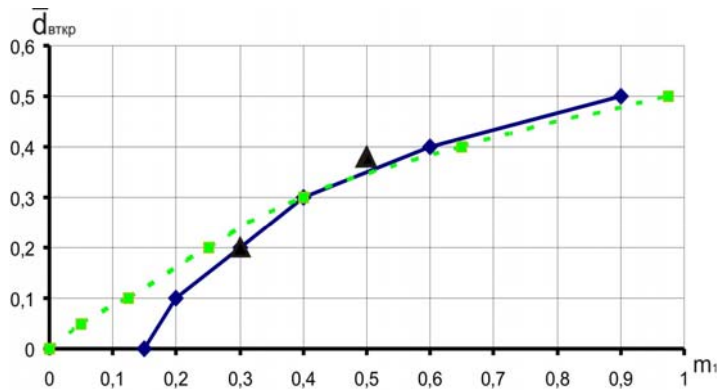


Рис.6. Залежність  $\bar{d}_{втрк} = f(m_1)$

- - - — ідеалізовані вихідні дані;
- — — — реальні вихідні дані;
- ▲ — власний експеримент.

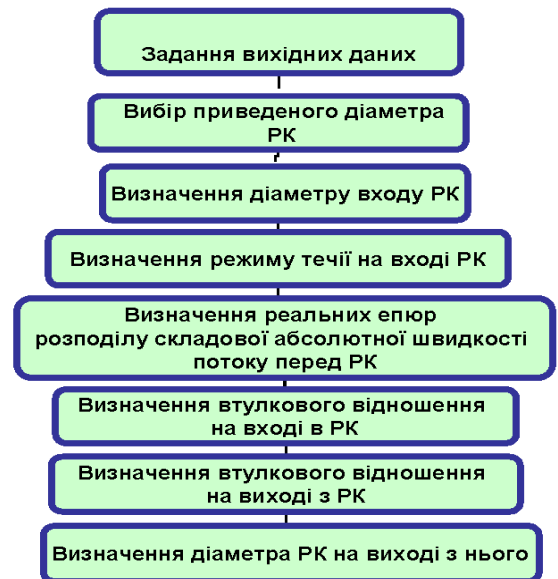


Рис.7. Блок - схема проектування меридіанної проекції робочого колеса.

**В четвертому розділі** викладені результати розрахункових і експериментальних досліджень осьових насосів з лопатевою системою типу НР, що підтвердили основні положення запропонованої методики проектування. Розрахункові дослідження проведені за допомогою програмного продукту CFX. Епюри витратної та колової складових абсолютної швидкості перед робочим колесом представлені на рис. 8, а за робочим колесом в середині робочого діапазону по подачі - на рис.9. Зовнішні характеристики насосів представлені на рис.10. За результатами проведеного дослідження встановлено достатнє співпадання результатів, отриманих за допомогою програмного пакета CFX, з експериментальними результатами, за винятком режимів із сильним закрученням потоку. А саме, для CFX-BladeGenPlus отримане достатнє співпадання щодо характеристик насоса й розподілу швидкостей за напрямним апаратом, для CFX-TASCflow - щодо характеристик насоса та розподілу швидкостей за робочими колесами. Зокрема, було встановлене наступне:

- при втулковому відношенні за напрямним апаратом, яке дорівнює 0.3, зворотна течія за напрямним апаратом даної конструкції відсутня;
- форма епюри осьової швидкості за робочим колесом також істотно залежить від подачі: на великих подачах потік рідини притиснутий до периферії; при зменшенні подачі до режиму правіше “ями” на напірній характеристиці, потік поступово відтискується від периферії та притискається до втулки; на дуже малих подачах (лівіше “ями”) потік сильно притиснутий до периферії;
- форма епюри осьової швидкості за робочим колесом також істотно залежить від подачі: на

великих подачах потік рідини притиснутий до периферії; при зменшенні подачі до режиму правіше “ями” на напірній характеристиці, потік поступово відтискується від периферії та притискається до втулки; на дуже малих подачах (лівіше “ями”) потік сильно притиснутий до периферії;

- форма характеристик напору та потужності, отриманих у даному осьовому насосі з великим від’ємний закрученням на вході, є типовою для відцентрових насосів (у міру збільшення подачі - напір знижується, а потужність зростає);

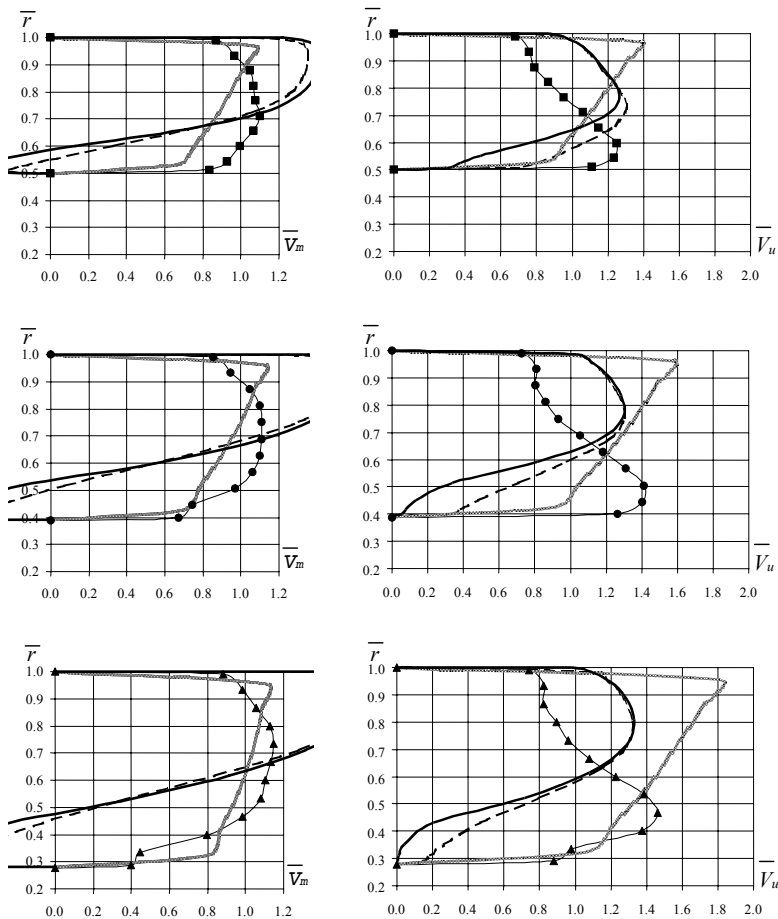


Рис.8. Епюри витратної (ліворуч) і колової (праворуч) складової швидкості перед робочим колесом:

■ – робоче колесо з втулковим відношенням на виході 0.5, ● – 0.4, ▲ – 0.3;  
 — – CFX- BladeGenPlus, - - - CFX-TASCflow, k – ε модель, — – CFX-TASCflow, SST модель.

- за даними експерименту у насосі із втулковим відношенням робочого колеса рівному 0.5, найбільш високий ККД зафіксований приблизно при нульовому закрученні за робочим колесом; при втулковому відношенні 0.3 найвищий ККД зафіксований при великому додатньому закрученні за робочим колесом, що відповідає значно меншій подачі; за даними розрахунку в CFX-TASCflow для

- при збільшенні втулкового відношення робочого колеса його характеристика стає більш витягнутою уздовж осі подачі;

- найбільш високий ККД (експеримент - 73%, розрахунок - 68%) зафіксований при втулковому відношенні робочого колеса, яке дорівнює 0.4 (експеримент) і 0.5 (розрахунок);

- у насосах із втулковим відношенням робочих коліс 0.5 і 0.4 на напірній характеристиці та характеристиці потужності відзначалася різко виражена “яма”; при втулковому відношенні 0.3 ця яма була відсутня;



всіх робочих коліс найвищий ККД зафіксований при великому додатньому закрученні за колесом.

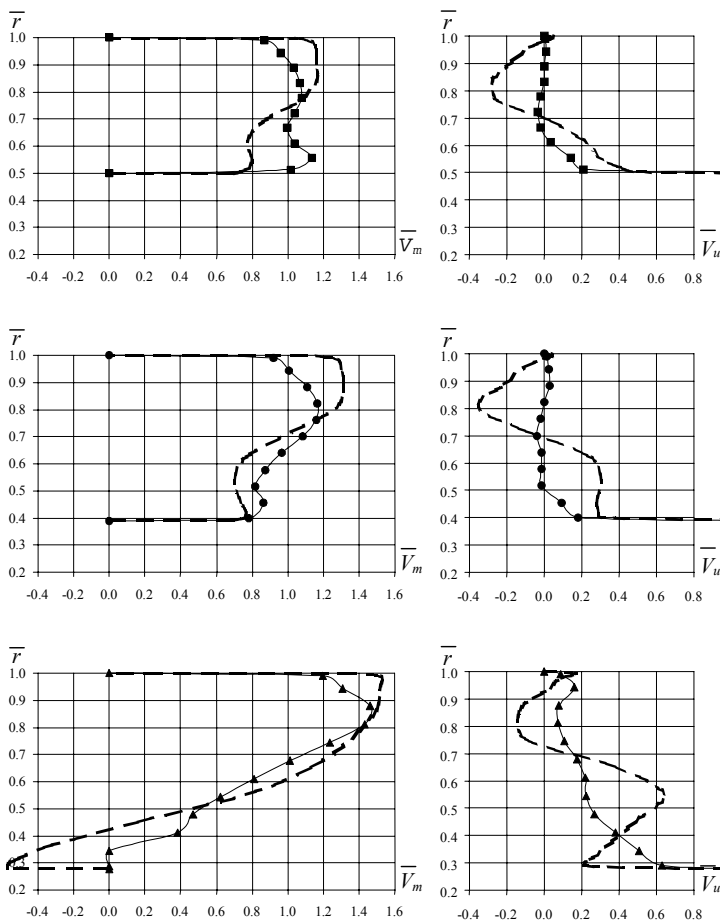


Рис.9. Епюри витратної (ліворуч) і колової (праворуч) складової швидкості за робочим колесом:

■ – робоче колесо з втулковим відношенням на виході 0.5, ● – 0.4, ▲ – 0.3; --- – розрахунок, CFX-TASCflow.

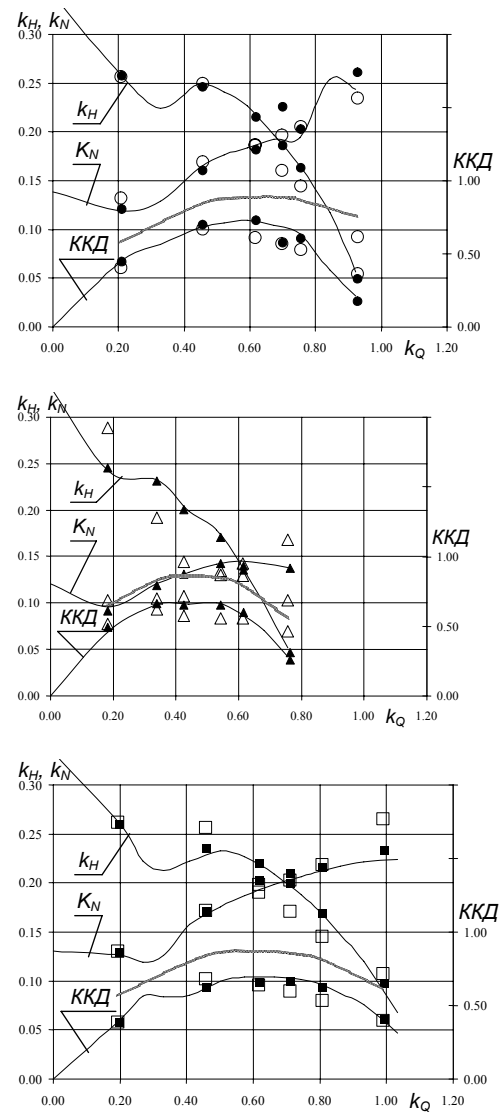


Рис. 10. Напірна, енергетична та характеристика потужності насоса:

експеримент/розрахунок: ■/□ – робоче колесо з втулковим відношенням 0.5, ●/○ – 0.4, ▲/△ – 0.3.

## ВИСНОВКИ

1. У ході патентно-інформаційного пошуку та літературного огляду встановлено, що відомості про поняття лопатева система типу НР і енергетичні характеристики даної системи в теорії насособудування є мінімальні і не віднесені до загальноприйнятих.

2. Визначено основні геометричні параметри меридіанної проекції робочого колеса лопатевої

системи типу НР, що впливають на рівень її гідродинамічної досконалості.

3. Отримано співвідношення для визначення приведенного діаметра входу робочого колеса при наявності перед ним довільного за значенням і знаком моменту швидкості потоку.
4. Запропоновано залежність для визначення режиму течії у вхідній воронці робочого колеса.
5. Визначена методом апроксимації та підтверджено експериментально залежність для визначення реальних епюр розподілу складових абсолютної швидкості потоку перед робочим колесом.
6. Отримана розрахунковим шляхом і експериментально підтверджена графічна залежність втулкового відношення на вході робочого колеса від моменту швидкості потоку перед ним.
7. Уточнена залежність втулкового відношення на виході з робочого колеса від коефіцієнта швидкохідності.
8. Розроблено методику проектування меридіанної проекції робочого колеса лопатевої системи типу НР і проведена перевірка її основних положень на діючій конструкції осьового насоса, результати якої дозволяють рекомендувати методику до практичного застосування.
9. Результати виконаного дослідження впроваджені в ТОВ «Енерготех» і в навчальному процесі СумДУ.

### **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗДОБУВАЧА**

1. Евтушенко А.А. Определение режима течения во входной воронке рабочего колеса лопастного насоса на стадии его проектирования / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Вісник СумДУ: Технічні науки. № 19 – Суми, СумДУ – 2000. – С. 68-71.
2. Бурлака В.Б. Определение втулочного отношения на входе рабочего колеса насоса высокой быстроходности / В.Б. Бурлака, А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання [редкол.: Ю.М. Мацевитий (відп. ред.) та ін.] – Харків: ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України, - 2000. – С. 464-470.
3. Евтушенко А.А. Определение реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом насоса на стадии его проектирования / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Вестник НТУ "ХПИ": Технология в машиностроении. – Харьков – №129. - 2001. – С. 343 – 351.
4. Евтушенко А.А. Гидравлический расчет входной части рабочего колеса лопастного насоса при наличии перед ним произвольного по величине и знаку момента скорости потока / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Вісник СумДУ: Технічні науки. – № 9(30)-10(31). - Суми: Вид-во СумДУ. - 2001. – С. 179-185.
5. Евтушенко А.А. Экспериментальное исследование структуры потока в меридианной проекции рабочего колеса насоса с лопастной системой типа НР / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова, А.Н. Кочевский // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение. - № 42, Т. 2 – Сумы, изд-во Ризоцентр. -

2002. - С. 170-174.

6. Федотова Н.А. Анализ существующих рекомендаций по выбору втулочного отношения на выходе из рабочего колеса лопастной системы типа РВ и возможность их использования для лопастной системы типа НР / Н.А. Федотова // Вісник СумДУ: Технічні науки, № 13 (59). – Суми: Вид-во СумДУ. – 2003. – С. 169-173.

7. Евтушенко А.А. Меридианная проекция рабочего колеса лопастного насоса с учетом влияния момента скорости потока перед ним / А.А. Евтушенко, Н.А. Федотова // Збірник наукових праць міжнародної науково – технічної конференції “Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання” – Харків: ПІМаш НАН України, Т. 2. - 2003. – С. 564–569.

8. Евтушенко А.А. Исследование течения в проточной части осевого насоса с лопастной системой типа НР / А.А. Евтушенко, А.Н. Кочевский, Н.А. Федотова, А.Е. Щеляев, В.Н. Коньшин // Вісник СумДУ: Технічні науки, № 1 (73). – Суми: Вид-во СумДУ. – 2005. – С. 41-58.

9. Гусак А.Г. Сопоставительный анализ гидравлических способов уменьшения массогабаритных показателей лопастных насосов / А.Г. Гусак, Н.А. Федотова, Е.Н. Коваленко // Вісник СумДУ: Технічні науки, № 13 (59). – Суми: СумДУ. – 2007. – С. 156-161.

10. Євтушенко А.О. Розрахункове дослідження впливу діагональності поверхні струму і змінності товщини шару на гідравлічні характеристики ґратки профілів робочого колеса типової лопатевої системи / А.О. Євтушенко, О.Г. Гусак, Н.А. Федотова // Вісник НТУУ “КПІ”: Машинобудування, №54. - Київ: Вид-во НТУУ “КПІ”. - 2008. – С. 239-246.

## АНОТАЦІЯ

Федотова Н. А. Взаємозв'язок форми меридіанної проекції робочого колеса лопатевого насоса і моменту швидкості потоку перед ним. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.05.17 - гідравлічні машини і гідропневмоагрегати. - Сумський державний університет, Суми, 2009 р.

Дисертація присвячена питанню вдосконалювання методики проектування меридіанної проекції робочого колеса при наявності перед ним довільного за знаком і значенням моменту швидкості потоку для лопатевої системи осевого насоса типу НР.

Розглянуто взаємозв'язок геометричних і осереднених гідродинамічних параметрів на вході в робоче колесо динамічного насоса за умови наявності перед колесом моменту швидкості потоку перекачуваної рідини: отримано співвідношення для визначення приведенного діаметра входу робочого колеса, режиму течії у вхідній воронці робочого колеса, втулкового відношення на вході в робоче колесо і на виході з нього. Викладено результати розрахункових і експериментальних досліджень осевих насосів з лопатевою системою типу НР, що підтвердили основні положення запро-

понованої методики проектування.

Ключові слова: осьовий насос, лопатева система типу «напрямний апарат - робоче колесо», момент швидкості потоку, меридіанна проекція, зондування потоку, епюри розподілу швидкості, число Рейнольдса.

## АННОТАЦІЯ

Федотова Н.А. Взаимосвязь формы меридианной проекции рабочего колеса лопастного насоса и момента скорости потока перед ним. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 - гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. - Сумский государственный университет, Сумы, 2008 г.

Диссертация посвящена вопросу совершенствования методики проектирования меридианной проекции рабочего колеса при наличии перед ним произвольного по знаку и значению момента скорости потока для лопастной системы осевого насоса типа «направляющий аппарат – рабочее колесо».

Актуальность исследования - меридианные проекции рабочих колес типовых осевых систем проектируются из условия: момент скорости потока перед рабочим колесом равен нулю. В лопастной системе типа НР перед рабочим колесом есть момент скорости потока. Известные подходы к проектированию меридианной проекции рабочих колес лопастной системы типа НР не учитывают взаимосвязь геометрических и гидродинамических параметров на входе рабочего колеса. Рекомендации по выбору втулочного отношения на выходе из рабочего колеса в широком диапазоне коэффициентов быстроходности экспериментально не проверено.

Диссертация состоит из введения, 4 разделов, выводов, списка использованной литературы и приложения.

Во введении обосновывается актуальность темы и рассматривается общая характеристика работы.

В первом разделе приведен обзор существующих данных об использовании закрученных потоков в теории и практике конструирования динамических насосов. Сделаны выводы о необходимости совершенствования методики проектирования лопастной системы типа НР в части влияния на форму меридианной проекции рабочего колеса произвольного по знаку и значению момента скорости потока перед ним и отсутствии каких-либо негативных факторов препятствующих проектированию рабочих колес с наличием перед ними момента скорости потока.

Во втором разделе описана постановка задачи исследования насоса, экспериментальная установка, приборы и методика проведения эксперимента, приведена оценка погрешностей измерения величин. Для исследования структуры потока перед и за рабочим колесом было проведено зондирование потока на различных режимах работы насоса с целью получения во входном и выходном сече-

ниях рабочего колеса эпюр расходной и окружной скоростей и сопоставление экспериментальных данных с расчетными.

В третьем разделе рассмотрена взаимосвязь геометрических и осредненных гидродинамических параметров на входе в рабочее колесо динамического насоса при условии наличия перед колесом момента скорости потока перекачиваемой жидкости. Приведенный диаметр входа в рабочее колесо определен из условия получения максимального КПД, что обеспечивается минимальным значением относительной скорости на входе (гипотеза Г.Ф. Проскуры), но с учетом произвольного по знаку и значению момента скорости потока.

Предложенная зависимость для определения критерия Рейнольдса во входной воронке рабочего колеса учитывает наличие закрутки потока перед ним. Нами введен коэффициент пропорциональности, в состав которого входит  $K_{ext}$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние момента скорости потока перед рабочим колесом.

Обобщающие безразмерные эпюры распределения составляющих абсолютной скорости на входе в рабочее колесо с точностью до 5-8% аппроксимируют экспериментальные данные, полученные в том числе и автором, и служат исходными данными на стадии проектирования.

С использованием программного продукта CHANNELLER расчетным путем определено минимальное значение втулочного отношения на входе в рабочее колесо в зависимости от значения момента скорости потока, при котором еще сохраняется радиальное равновесие потока, которое характеризуется отсутствием в области втулки возвратного течения. Расчет произведен как для неподвижной, так и вращающейся втулки.

Экспериментальным путем уточнена зависимость втулочного отношения на выходе из рабочего колеса от коэффициента быстроходности. Расчет произведен с учетом проектирования меридианной проекции рабочего колеса на произвольный момент скорости потока перед ним и предложена эмпирическая формула для определения втулочного отношения на выходе из рабочего колеса.

В четвертом разделе изложены результаты расчетных и экспериментальных исследований осевых насосов с лопастной системой типа НР, подтвердившие основные положения предложенной методики проектирования. По результатам проведенного исследования обнаружено хорошее согласование результатов, полученных с помощью программного пакета CFX, с экспериментальными результатами, за исключением режимов с сильной закруткой потока. Было установлено: закрутка потока за рабочим колесом сильно зависит от подачи насоса: на подачах, превышающих оптимальную по КПД, за рабочим колесом сохраняется остаточная закрутка, созданная направляющим аппаратом, навстречу вращению ротора; на малых подачах рабочее колесо перекручивает поток в направлении вращению ротора; форма напорной и мощностной характеристик, полученных в данном осевом насосе с большой отрицательной закруткой на входе, является типичной для центробежных насосов; наиболее высокий КПД (эксперимент – 73%, расчет – 68%) зафиксирован при втулочном отношении рабочего колеса: эксперимент - 0.4; расчет – 0.5.

Ключевые слова: осевой насос, лопастная система типа «направляющий аппарат – рабочее колесо», момент скорости потока, меридианная проекция, зондирование потока, эпюры распределения скорости, число Рейнольдса.

## SUMMARY

Fedotova N. A. Interrelation of shape of the meridian projection of the impeller of a centrifugal pump and the upstream flow velocity momentum. – The manuscript.

Thesis on competition of a scientific degree of the candidate of engineering science in speciality 05.05.17 – hydraulic machines and hydraulic and pneumatic units. – Sumy State University, Sumy, 2009.

The thesis is dedicated to the problem of improving the technique of designing the meridian projection of the impeller when the upstream flow is featured with a swirl of arbitrary sign and intensity, for the blade system of an axial-flow pump of NR-type.

The interrelation of geometrical and averaged hydrodynamic parameters at the impeller inlet of a centrifugal pump is considered when the upstream flow of the fluid pumped is featured with a swirl. The ratio for determining the reduced diameter of the impeller inlet is obtained, as well as the flow mode at the inlet throat of the impeller, the hub ratio at the impeller inlet and outlet. The results of computational and experimental research of axial-flow pumps with the blade system of NR-type are presented that support the main statements of the suggested design technique.

Key words: axial-flow pump, blade system of NR-type “guide vanes – impeller”, velocity momentum of the flow, meridian projection, flow probing, velocity distributions, Reynolds number.

Підп. до друку 08.01.2009 р.

Замовлення №

Наклад 100 пр.

Формат 60 × 90/16.

Обл.-вид. арк. 0,9..

Ум.друк.арк.1,2.

Папір офсетний

Гарнітура

Times New Roman

Друк офсетний

---

Видавництво СумДУ. Свідоцтво ДК№3062 від 17.12.2007р.

40007. м.Суми, вул.Римського-Корсакова, 2.

Друкарня СумДУ. 40007, м.Суми, вул.Римського-Корсакова, 2.